

08/28/03

PATENT APPLICATION

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Application of : Ralf DREIBHOLZ, Gerhard GUMPOLTSBERGER
and Michael EBENHOCH
Serial no. :
For : TRANSMISSION, PARTICULARLY AUTOMATIC
TRANSMISSION, WITH SEVERAL SHIFTING
ELEMENTS
Docket : ZAHFRI P528US

MAIL STOP PATENT APPLICATION

The Commissioner for Patents
P. O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

SUBMISSION OF CERTIFIED COPY

Dear Sir:

A claim for priority is hereby made under the provisions of 35 U.S.C. § 119 for the above-identified United States Patent Application based upon German Patent Application No. 102 44 023.9 filed September 21, 2002. A certified copy of said German application is enclosed herewith.

In the event that there are any fee deficiencies or additional fees are payable, please charge the same or credit any overpayment to our Deposit Account (Account No. 04-0213).

Respectfully submitted,



Scott A. Daniels, Reg. No. 42,462

Customer No. 020210

Davis & Bujold, P.L.L.C.

Fourth Floor

500 North Commercial Street

Manchester NH 03101-1151

Telephone 603-624-9220

Facsimile 603-624-9229

E-mail: patent@davisandbujold.com

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 102 44 023.9

Anmeldetag: 21. September 2002

Anmelder/Inhaber: ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen/DE

Bezeichnung: Getriebe, insbesondere Automatgetriebe, mit mehreren Schaltelementen

IPC: F 16 H 63/30

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 5. Dezember 2002
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Wehner

Getriebe, insbesondere Automatgetriebe, mit mehreren
Schaltelementen

Die Erfindung betrifft ein Getriebe, insbesondere ein
5 Automatgetriebe gemäß der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 näher definierten Art.

Aus der DE 199 10 299 C1 ist ein Planetenradwechselgetriebe bekannt, bei dem eine Eingangswelle durch wenigstens
eines von drei Planetenräder-Teilgetrieben mit einer Ausgangswelle in Antriebsverbindung bringbar ist. Unter Verwendung von jeweils drei reibschlüssigen Kupplungen und Bremsen sind fünf Vorwärtsgänge einschließlich eines die Übersetzung 1 aufweisenden direkten Ganges schaltbar. Durch
15 Auftrennung einer bestimmten Antriebsverbindung zwischen zwei der drei Teilgetriebe kann ein zusätzlicher sechster Vorwärtsgang erhalten werden. Alternativ hierzu kann der zusätzliche sechste Vorwärtsgang durch zusätzliche Neben-Planeten und durch ein mit letzteren kämmendes zusätzliches
20 äußeres Neben-Zentralrad erreicht werden, wobei das Neben-Zentralrad durch eine zusätzliche Bremse in dem sechsten Vorwärtsgang abbremsbar ist. Durch dieses Neben-Zentralrad werden bei einer anderen Ausführungsform noch ein siebter Vorwärtsgang sowie ein zusätzlicher Rückwärtsgang ermöglicht.
25

Aus der EP 0 434 525 B1 ist ein automatisches Mehrgang-Getriebe für Fahrzeuge bekannt, welches aus mehreren Planetenradsätzen besteht, die mittels Reibungselementen,
30 wie etwa Kupplungen und Bremsen geschaltet werden und üblicherweise mit einem einer Schlupfwirkung unterliegenden und wahlweise mit einer Überbrückungskupplung versehenen An-

laufelement, wie etwa einem hydraulischen Drehmomentwandler oder einer Strömungskopplung, verbunden sind.

5 Derartige Automatgetriebe weisen jedoch den Nachteil auf, daß alle Schaltelemente als reibschlüssige Lamellenkupplungen oder Lamellenbremsen ausgeführt sind, die einen hohen Bauraumbedarf aufweisen und sehr teuer sind.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein Getriebe der eingangs erwähnten Art zur Verfügung zu stellen, das wenig Bauraumbedarf aufweist und kostengünstig herzustellen ist.

15 Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe mit einem Getriebe gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 1 gelöst.

20 Dadurch, daß die Schaltelemente bei dem Getriebe nach der Erfindung, welche bei einer Hochschaltung zugeschaltet werden, als reibschlüssige Schaltelemente ausgebildet sind, und die Schaltelemente, welche bei Hochschaltungen jeweils nur ein abzuschaltendes Schaltelement darstellen, jeweils als formschlüssiges Schaltelement ausgeführt sind, wird im Vergleich zu aus dem Stand der Technik bekannten Getrieben ein Getriebe geschaffen, welches einen geringeren Bauraumbedarf aufweist und kostengünstiger herstellbar ist, da das
25 Getriebe nach der Erfindung weniger Reibelemente und Druckregler aufweist.

30 Des weiteren ist von Vorteil, daß ein erfindungsgemäß ausgestaltetes Getriebe im Vergleich zu aus dem Stand der Technik bekannten Getrieben wesentlich geringere Schleppverluste durch nicht geschlossene reibschlüssige Schaltele-

mente, wie beispielsweise Lamellenkupplungen oder Lamellenbremsen, aufweist.

5 Vorteilhafterweise wird durch einen Einsatz des Getriebes nach der Erfindung in einem Kraftfahrzeug mit durch formschlüssige Schaltelemente ersetzten reibschlüssigen Schaltelementen eine höhere Beschleunigungsfähigkeit erzielt, da die formschlüssigen Schaltelemente kleinere Abmessungen und geringere Massen aufweisen.

15 Darüber hinaus weist das Getriebe nach der Erfindung den Vorteil auf, daß zwischen den miteinander in Eingriff zu bringenden Bauteilen der formschlüssigen Schaltelemente kein Getriebeöl in der Art vorhanden ist, daß Schleppmomente aufgrund von Flüssigkeitsreibung auftreten, wie dies
20 zwischen Lamellen eines Lamellenpakets reibschlüssiger Schaltelemente der Fall ist. Die Eliminierung bzw. Reduzierung der Schleppmomente im Bereich der formschlüssigen Schaltelemente führt vorteilhafterweise zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch.

25 Ein weiterer Vorteil, der sich durch die formschlüssigen Schaltelemente ergibt, ist, daß über formschlüssige Schaltelemente im allgemeinen höhere Drehmomente übertragbar sind als mit reibschlüssigen Schaltelementen, wobei
30 kein hoher Haltedruck bzw. Schließdruck für die formschlüssigen Schaltelemente seitens eines Hydrauliksystems aufgebracht werden muß.

30 Weitere Vorteile und Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen und aus dem nachfolgend anhand der Zeichnung prinzipmäßig beschriebenen Ausführungsbeispiel.

Es zeigt:

Fig.1 ein Räderschema eines aus der Praxis bekannten
Automatgetriebes;

5

Fig.2 ein Räderschema eines Planetengetriebes nach
der Erfindung;

Fig.3 ein Schaltschema der Schaltelemente der Räder-
schemata gemäß Fig. 1 und Fig. 2;

Fig.4 ein Räderschema eines Lastschalt-Vorgelege-
getriebes nach der Erfindung und

15

Fig.5 ein Schaltschema der Schaltelemente des Räder-
schemas gemäß Fig. 4.

Bezug nehmend auf Fig. 1 und Fig. 2 ist jeweils ein
Räderschema 1 eines Automatgetriebes bzw. Planetengetriebes
dargestellt, welches getriebeeingangsseitig einen ersten
Planetenradsatz 2 und getriebeausgangsseitig einen zweiten
Planetenradsatz 3 aufweist.

20

25

Der zweite Planetenradsatz 3 ist als ein doppelter
Planetenradsatz ausgeführt und stellt einen sogenannten
Ravigneauxsatz dar. Zwischen den beiden Planetenradsät-
zen 2, 3 sind fünf Schaltelemente mit den Bezeichnungen A,
B, C, D, E angeordnet, wobei jeweils zwei dieser Schaltele-
mente zur Darstellung einer Übersetzung des Planetengetrie-
bes geschlossen sind.

30

Das Räderschema gemäß Fig. 1 entspricht im wesentli-
chen dem Räderschema gemäß Fig. 2, wobei die Schaltelemen-

te A bis E des Räderschemas 1 gemäß Fig. 1 alle als reib-
schlüssige Schaltelemente ausgeführt sind. In dem Räder-
schema 1 gemäß Fig. 2 sind die Schaltelemente A und D als
formschlüssige Schaltelemente und die Schaltelemente B, C
5 und E als reibschlüssige Schaltelemente ausgebildet.

In dem schematisch durch das Räderschema 1 in Fig. 1
und Fig. 2 dargestellten Planetengetriebe sind sechs Vor-
wärtsgänge und ein Rückwärtsgang einstellbar, wobei das in
Fig. 3 näher gezeigte Schaltschema den Zusammenhang zw-
ischen den einzelnen Übersetzungsstufen und den Schaltele-
menten A, B, C, D, E wiedergibt.

Das Schaltschema 4 der Fig. 3 ist in Form einer Tabel-
15 le wiedergegeben, in deren erster Spalte die einzelnen
Gangstufen "1", "2", "3", "4", "5", "6" und "R" aufgeführt
sind. Des weiteren sind in der ersten Zeile der Tabelle 4
die einzelnen Schaltelemente A bis E sowie eine Gesamtüber-
setzung i des Planetengetriebes bei der jeweilig einge-
20 stellten Gangstufe aufgeführt.

Aus dem Schaltschema 4 geht hervor, daß beispielsweise
zur Einstellung der ersten Gangstufe bzw. der ersten Über-
setzung "1" die Schaltelemente A und D geschlossen sind und
25 die Schaltelemente B, C und E sich gleichzeitig in geöffnetem
Zustand befinden. Die eingestellte Übersetzung ist
dann 4,16. Bei einer Hochschaltung ausgehend von der ersten
Gangstufe "1" in die zweite Gangstufe "2" bleibt das
Schaltelement A geschlossen und das Schaltelement C wird
30 zugeschaltet, wobei gleichzeitig das Schaltelement D abge-
schaltet wird. Die Zuschaltung des als Lamellenkupplung
ausgebildeten Schaltelementes C erfolgt mit einer Schlupf-

phase des Schaltelementes C zum Ausgleich einer Differenz-
drehzahl in dem Getriebe.

Des weiteren geht aus der Tabelle 4 des Schaltschemas
5 hervor, daß das Schaltelement A zur Darstellung der Gang-
stufen "1" bis "4" jeweils geschlossen ist, und daß jeweils
das Schaltelement D, C, B oder E als weiteres Schaltelement
zur Darstellung der entsprechenden Übersetzungsstufe des
Planetengetriebes verwendet wird. Diejenigen Schaltelemen-
te, welche zur Einstellung einer Gangstufe geschlossen
sind, sind in der Tabelle 4 durch einen schwarzen Punkt
gekennzeichnet, wobei die Zellen der Tabelle 4, welche kei-
nen Punkt aufweisen, die Schaltelemente kennzeichnen, die
jeweils geöffnet sind.

15

Aus dem Schaltschema 4 ist ableitbar, daß weder das
Schaltelement A noch das Schaltelement D bei einer Hoch-
schaltung zugeschaltet werden, hingegen das Schaltelement B
bei der Hochschaltung von der Gangstufe „2“ in die Gangstu-
fe „3“, das Schaltelement C bei einer Hochschaltung von der
20 Gangstufe „1“ in die Gangstufe „2“ und das Schaltelement E
bei einer Hochschaltung von der Gangstufe „3“ in die Gang-
stufe „4“ zugeschaltet wird.

25

Darüber hinaus ist dem Schaltschema der Fig. 3 ent-
nehmbar, daß die Schaltelemente A und D bei einer Rück-
schaltung jeweils kein Schaltelement darstellen, welches
sich bei der höheren Gangstufe im Kraftfluß des Planetenge-
triebes befindet und bei Übergang in die niedrigere Gang-
stufe abgeschaltet wird.

30

Vorliegend egalisieren bei Hochschaltungen jene Schaltelemente, welche zur Einstellung der neuen höheren Gangstufe zugeschaltet werden, Differenzdrehzahlen im Planetengetriebe über einen sogenannten Schlupfbetrieb. Bei
5 Rückschaltungen werden Differenzdrehzahlen im Planetengetriebe von den Schaltelementen im Schlupfbetrieb ausgeglichen, welche zunächst zur Einstellung der höheren Gangstufe geschlossen sind und bei Vorliegen einer Drehzahlgleichheit am zuzuschaltenden Schaltelement der neuen kleineren Gang-
10 stufe abgeschaltet werden, während das neue Schaltelement gleichzeitig ohne Schlupfphase zugeschaltet wird.

Aus diesem Grund besteht vorteilhafterweise die Möglichkeit, die Schaltelemente A und D des Räderschemas 1
15 gemäß Fig. 2 als formschlüssige Schaltelemente auszuführen, da über diese Schaltelemente weder bei Hochschaltungen noch bei Rückschaltungen Differenzdrehzahlen in dem Planetengetriebe durch eine Schlupfphase ausgeglichen werden.

20 Die Differenzdrehzahlen, welche während eines Wechsels einer Gangstufe im Planetengetriebe ausgeglichen werden, werden jeweils während einer Hochschaltung von dem zuzuschaltenden Schaltelement und während einer Rückschaltung von dem abzuschaltenden Schaltelement egalisiert. Deshalb
25 sind nur die Schaltelemente B, C und E zwingend als reibschlüssige Schaltelemente, vorzugsweise als Lamellenkupplungen oder Lamellenbremsen, auszuführen. Diejenigen Schaltelemente, über welche keine bzw. nur geringe Differenzdrehzahlen im Planetengetriebe auszugleichen sind,
30 d. h. vorliegend die Schaltelemente A und D, können als formschlüssige Schaltelemente, vorzugsweise als Klauenkupplungen oder als Synchronisierungen in an sich bekannter Bauweise, ausgeführt werden.

Damit ist einerseits gewährleistet, daß insbesondere Zughochschaltungen und Zugrückschaltungen ohne Zugkraftunterbrechung als Lastschaltungen durchgeführt werden können und andererseits gleichzeitig Schleppverluste durch nicht geschlossene reibschlüssige Schaltelemente bzw. Lamellenkupplungen oder Lamellenbremsen reduziert werden. Durch die Reduzierung der Schleppverluste ist vorteilhafterweise ein Kraftstoffverbrauch eines Kraftfahrzeuges senkbar, wenn ein Planetengetriebe gemäß Fig. 2 anstatt eines Planetengetriebes gemäß Fig. 1 in einem Antriebsstrang eingesetzt wird.

Dabei wird bei einer Zughochschaltung, wie beispielsweise von der ersten Gangstufe "1" in die zweite Gangstufe "2", das reibschlüssige Schaltelement C, welches als reibschlüssige Lamellenkupplung ausgeführt ist, gesteuert geschlossen, übernimmt während einer Schlupfphase langsam den Kraftfluß und gleicht dabei Differenzdrehzahlen aus, während das als Synchronisierung ausgeführte Schaltelement D bei Drehzahlgleichheit ohne Schlupfphase abgeschaltet wird.

Bei einer Rückschaltung von der zweiten Gangstufe "2" in die erste Gangstufe "1" wird das Schaltelement C langsam geöffnet und in einen schlupfenden Zustand übergeführt. Dadurch besteht die Möglichkeit, die Drehzahl eines Antriebsaggregates, welches bei einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges vorzugsweise eine Brennkraftmaschine ist, anzuheben. Mit dieser Vorgehensweise wird ein Betriebspunkt des Getriebes angefahren, in dem eine Differenzdrehzahl an dem Schaltelement D Null ist bzw. in dem die miteinander in Formscluß zu bringenden Bauteile des Schaltelementes D gleiche Drehzahl aufweisen, so daß das Schaltelement D ohne

Schlupfphase durch Einrücken geschlossen und zugeschaltet wird.

5 Die nähere Funktionsweise des Planetengetriebes nach der Erfindung wird nachfolgend anhand des Raderschemas der Fig. 2 beschrieben:

Über eine Getriebeeingangswelle 5 wird ein Getriebeeingangsmoment auf ein Hohlrad 6 des ersten Planetenradsatzes 2 geführt. Das Hohlrad 6 ist mit einem Außenlamellenträger 7 des Schaltelementes E, welches als reibschlüssige Lamellenkupplung ausgeführt ist, verbunden. Zwischen einem Sonnenrad 8 des ersten Planetenradsatzes 2 und dem Hohlrad 6 des ersten Planetenradsatzes 2 wälzen sich Planetenräder 9 ab, welche drehbar auf einem Planetenträger 10 gelagert sind. Das Sonnenrad 8 des ersten Planetenradsatzes 2 ist fest mit einem schematisch angedeuteten Getriebegehäuse 11 verbunden.

20 Der Planetenträger 10 des ersten Planetenradsatzes 2 ist mit einem Außenlamellenträger 12 des Schaltelementes B, welches vorzugsweise als Lamellenkupplung ausgeführt ist, und mit einem Bauteil 13 des Schaltelementes A verbunden.

25 Ein Innenlamellenträger 14 des Schaltelementes E ist mit einem Planetenträger 15 des zweiten Planetenradsatzes 3 verbunden, so daß der Kraftfluß von der Getriebeeingangswelle 5 bei geschlossenem Schaltelement E direkt über den Planetenträger 15 des zweiten Planetenradsatzes 3 auf den
30 zweiten Planetenradsatz 3 geführt wird.

Das Schaltelement A, welches vorliegend als Synchronisierung ausgeführt ist, weist neben dem Bauelement 13, wel-

ches hier einen Synchronring mit Gegenkonus und Sperrverzahnung darstellt, vorzugsweise eine Schaltmuffe 16 mit Klaueninnenverzahnung und Ringnut auf. Die Klaueninnenverzahnung der Schaltmuffe 16 ist mit der Sperrverzahnung des Bauelements 13 derart in Eingriff bringbar, daß das Schaltelement A geschlossen ist. Eine weitere Sperrverzahnung des Schaltelementes A, mit der die Klaueninnenverzahnung der Schaltmuffe ständig in Eingriff steht, ist mit einem kleinen Sonnenrad 17 des zweiten Planetenradsatzes 3 verbunden, so daß der Planetenträger 10 des ersten Planetenradsatzes bei geschlossenem Schaltelement A fest mit dem kleinen Sonnenrad 17 des zweiten Planetenradsatzes verbunden ist.

Des weiteren ist ein Innenlamellenträger 18 des Schaltelementes B mit einem großen Sonnenrad 19 des Planetenradsatzes 3 verbunden. Bei geschlossenem Schaltelement B wird demnach ein Eingangsdrehmoment des Planetengetriebes von der Getriebeeingangswelle 5 über das Hohlrad 6, die Planetenräder 9 und den Planetenträger 10 des ersten Planetenradsatzes direkt auf das große Sonnenrad 19 des zweiten Planetenradsatzes geführt. Zusätzlich ist das große Sonnenrad 19 des zweiten Planetenradsatzes 3 mit einem Innenlamellenträger 20 des Schaltelementes C, welches als Lamellenbremse ausgeführt ist, fest verbunden. Ein Außenlamellenträger 21 des Schaltelements C ist fest mit dem Getriebegehäuse 11 verbunden. Daraus folgt, daß das große Sonnenrad 19 bei geschlossenem Schaltelement C fest mit dem Getriebegehäuse 11 verbunden ist.

Das Schaltelement D ist vorliegend ebenfalls als Synchronisierung ausgeführt, wobei ein vorzugsweise als Synchronring mit Gegenkonus und Sperrverzahnung ausgeführtes Bauteil 27 des Schaltelementes D fest mit dem Getriebege-

häuse 11 verbunden ist. Eine Schaltmuffe 22 des Schaltele-
mentes D, die vorzugsweise mit einer Klaueninnenverzahnung
und einer Ringnut ausgeführt ist, ist mit dem Planetenträ-
ger 15 des zweiten Planetenradsatzes verbunden.

5

Zwischen dem großen Sonnenrad 19 und einem Hohlrad 23
des zweiten Planetenradsatzes 3 wälzen sich breite Plane-
tenräder 24 ab. Zwischen dem kleinen Sonnenrad 17 des zwei-
ten Planetenradsatzes 3 und den breiten Planetenrädern 24
wälzen sich schmale Planetenräder 25 ab, wobei die breiten
Planetenräder 24 und die schmalen Planetenräder 25 jeweils
von dem Planetenträger 15 des zweiten Planetenradsatzes 3
gehalten sind. Das Hohlrad 23 des zweiten Planetenradsat-
zes 3 ist mit einer Getriebeabtriebswelle 26 verbunden.

15

Mit dem ersten Planetenradsatz 2 bzw. dem Umlaufge-
triebebauteil ist über eine geeignete Ansteuerung des
Schaltelementes E sowie der Schaltelemente A und B eine
Leistungsverzweigung des Getriebeeingangsmomentes auf zwei
Leistungs-pfade des Getriebes durchführbar. An dem zweiten
Planetenradsatz 3 wird im Gegensatz zu dem als Leistungs-
verzweigungselement ausgebildeten ersten Planetenradsatz 2
eine Leistungssummierung derart durchgeführt, daß ein auf-
geteiltes und der jeweilig eingelegten Übersetzung entspre-
chend umgewandeltes Getriebeeingangsmoment summiert auf die
Getriebeabtriebswelle 26 geführt wird.

20

25

30

In Fig. 4 ist ein weiteres Räderschema 1' eines
Lastschalt-Vorgelegegetriebes als weitere Ausführungsform
eines Getriebes nach der Erfindung dargestellt, welches mit
mehreren Stirnradpaarungen 28 bis 33 und mehreren Schalt-
elementen F, G, H, I, K, L und M ausgeführt ist.

Die Schaltelemente des Lastschalt-Vorgelegegetriebes sind zum Zuschalten bzw. zum Abschalten der jeweils damit korrespondierenden Stirnradstufen 28 bis 33 vorgesehen, wobei die Schaltelemente F, G, H, I, K als reibschlüssige Schaltelemente und die Schaltelemente L, M als formschlüssige Schaltelemente ausgebildet sind.

5

In dem Lastschalt-Vorgelegegetriebe sind sieben Vorwärtsgänge und drei Rückwärtsgänge einstellbar, wobei das in Fig. 5 gezeigte Schaltschema 4' den Zusammenhang zwischen den einzelnen Übersetzungsstufen und den Schaltelementen des Lastschalt-Vorgelegegetriebes wiedergibt. Der tabellarische Aufbau des Schaltschemas 4' gemäß Fig. 5 entspricht im wesentlichen dem Aufbau des Schaltschemas 4 gemäß Fig. 3.

15

Zur Darstellung einer Übersetzung des Lastschalt-Vorgelegegetriebes sind jeweils zwei der Schaltelemente des Lastschalt-Vorgelegegetriebes geschlossen, um das Antriebsmoment der Antriebsmaschine von der Getriebeeingangswelle 5' über die Vorgelegewelle 34 auf die Getriebeabtriebswelle 26' zu führen. Lediglich in der Gangstufe "6" wird das Antriebsmoment direkt von der Getriebeeingangswelle 5' auf die Getriebeabtriebswelle 26' über das Schaltelement I geführt. Bei eingelegter Gangstufe "6" ist gemäß dem Schaltschema 4 auch das Schaltelement K geschlossen.

20

25

Da bei in dem Lastschalt-Vorgelegegetriebe eingelegter Gangstufe "6" keines der Schaltelemente F, G, H oder I geschlossen ist, wird von der Getriebeeingangswelle 5' kein Drehmoment auf die Vorgelegewelle 34 geführt, welches von der Vorgelegewelle 34 über die Stirnradstufe 32 auf die Getriebeabtriebswelle 26' fließen würde. Das Schaltelement

30

ment K ist bei Gangstufe "6" deshalb geschlossen, um jeweils zusätzliche Schaltvorgänge des Schaltelementes K bei von der Gangstufe "6" ausgehenden Hoch- oder Rückschaltungen in die Gangstufe „7" oder die Gangstufe „5" einzusparen, da das Schaltelement K zur Darstellung der Gangstufe "5" und "7" verwendet wird und dabei auch geschlossen sein muß. Damit wird ein Schaltvorgang zum Öffnen und ein Schaltvorgang zum Schließen des Schaltelementes K vermieden.

Aus dem Schaltschema 4' geht hervor, daß beispielsweise zur Einstellung der ersten Gangsstufe bzw. der ersten Übersetzung "1" die Schaltelemente F und L geschlossen sind und die Schaltelemente G, H, I, K, M sich gleichzeitig in geöffnetem Zustand befinden. Die eingestellte Übersetzung ist dann 7,39. Bei einer Hochschaltung ausgehend von der ersten Gangstufe "1" in die zweite Gangstufe "2" bleibt das Schaltelement L geschlossen und das Schaltelement G wird zugeschaltet, wobei gleichzeitig das Schaltelement F abgeschaltet wird. Die Zuschaltung des als Lamellenkupplung ausgebildeten Schaltelementes G erfolgt mit einer Schlupfphase des Schaltelementes G zum Ausgleich einer Differenzdrehzahl in dem Getriebe.

Des weiteren geht aus dem Schaltschema 4' hervor, daß das Schaltelement L zur Darstellung der Gangstufe "1" bis "3" jeweils geschlossen ist, und daß jeweils das Schaltelement G oder H als weiteres Schaltelement zur Darstellung der entsprechenden Übersetzungsstufe des Lastschalt-Vorgelegegetriebes verwendet wird. Diejenigen Schaltelemente, welche zur Einstellung einer Gangstufe geschlossen sind, sind in dem Schaltschema 4' durch einen schwarzen Punkt bzw. einen Kreis gekennzeichnet, wobei die Zellen des

Schaltschemas 4', welche keinen Punkt bzw. Kreis aufweisen, die Schaltelemente kennzeichnen, die bei der betreffenden Gangstufe bzw. Übersetzungsstufe jeweils geöffnet sind.

- 5 Darüber hinaus ist aus dem Schaltschema 4' ableitbar, daß weder das Schaltelement L noch das Schaltelement M bei einer Hochschaltung zugeschaltet werden, hingegen die Schaltelemente F, G, H, I, K durchaus bei Hochschaltungen in dem Lastschalt-Vorgelegegetriebe in dessen Kraftfluß zugeschaltet werden.

- 15 Zusätzlich ist dem Schaltschema 4' gemäß Fig. 5 entnehmbar, daß die Schaltelemente L und M bei einer Rückschaltung jeweils ein Schaltelement darstellen, welches sich bei der höheren Gangstufe im Kraftfluß des Lastschalt-Vorgelegegetriebes befindet und bei Übergang in die niedriger Gangstufe abgeschaltet wird.

- 20 Wie bei dem zu Fig. 2 beschriebenen Planetengetriebe egalisieren bei Hochschaltungen in dem Lastschalt-Vorgelegegetriebe ebenfalls die Schaltelemente des Lastschalt-Vorgelegegetriebes Differenzdrehzahlen im Lastschalt-Vorgelegegetriebe im Schlupfbetrieb, welche zur Einstellung der neuen höheren Gangstufe zugeschaltet werden. Bei Rück-
- 25 schaltungen werden Differenzdrehzahlen im Lastschalt-Vorgelegegetriebe von wenigstens einem der Schaltelemente im Schlupfbetrieb ausgeglichen, welche zunächst zur Einstellung der höheren Gangstufe geschlossen sind und bei Vorliegen einer Drehzahlgleichheit am zuzuschaltenden
- 30 Schaltelement oder der zuzuschaltenden Schaltelemente der neuen kleineren Gangstufe abgeschaltet werden, während das neue Schaltelement bzw. die neuen Schaltelemente gleichzeitig ohne Schlupfphase zugeschaltet wird bzw. werden.

Deshalb besteht vorteilhafterweise die Möglichkeit, die Schaltelemente L und M des Räderschemas 1' gemäß Fig. 5 als formschlüssige Schaltelemente auszuführen, da über die Schaltelemente L und M bei geeigneter Getriebesteuerung
5 weder bei Hochschaltungen noch bei Rückschaltungen Differenzdrehzahlen in dem Getriebe durch eine Schlupfphase ausgeglichen werden.

Die Differenzdrehzahlen, welche während eines Wechsels einer Gangstufe im Lastschalt-Vorgelegegetriebe ausgeglichen werden, werden jeweils während einer Hochschaltung von dem zuzuschaltenden Schaltelement und während einer Rückschaltung von dem abzuschaltenden Schaltelement egalisiert. Deshalb sind nur die Schaltelemente F, G, H, I, K zwingend
15 als reibschlüssige Schaltelemente, vorzugsweise als Lamellenkupplungen oder Lamellenbremsen, auszuführen. Diejenigen Schaltelemente, über welche keine bzw. nur geringe Differenzdrehzahlen im Lastschalt-Vorgelegegetriebe bedarfsweise auszugleichen sind, das heißt vorliegend die Schaltelemente L und M, können als formschlüssige Schaltelemente, vorzugsweise als Klauenkupplungen oder als Synchronisierungen
20 in an sich bekannter Weise, ausgeführt werden.

Dadurch besteht vorteilhafterweise die Möglichkeit, Hochschaltungen und Rückschaltungen ohne Zugkraftunterbrechung als Lastschaltungen auszuführen und gleichzeitig Schleppverluste durch nicht geschlossene reibschlüssige Schaltelemente bzw. Lamellenkupplungen zu reduzieren. Die Reduzierung der Schleppverluste führt wiederum zu einer
25 Absenkung eines Kraftstoffverbrauches eines Kraftfahrzeuges, wenn ein Lastschalt-Vorgelegegetriebe gemäß Fig. 4 in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges eingesetzt wird.
30

Die Schaltelemente A bis E des Planetengetriebes bzw. die Schaltelemente F, G, H, I, K, L, M des Lastschalt-Vorgelegegetriebes nach der Erfindung sind vorliegend hydraulisch betätigbar, wobei es selbstverständlich im Ermessen des Fachmannes liegt, die Schaltelemente alternativ
5 dazu über eine geeignete mechanische Aktuatorik anzusteuern. Zusätzlich sind die formschlüssigen Schaltelemente A und D des Planetengetriebes bzw. die formschlüssigen Schaltelemente L und M des Lastschalt-Vorgelegegetriebes vorzugsweise derart ausgeführt, daß sie in geschlossenem Zustand in beide Drehrichtungen ein anliegendes Drehmoment übertragen können.

In einer Ausgestaltung des Getriebes nach der Erfindung ist es vorgesehen, daß wenigstens eines der reibschlüssigen Schaltelemente des Planetengetriebes oder des Lastschalt-Vorgelegegetriebes als Anfahrrelement dient, wodurch auf ein herkömmliches Anfahrrelement, wie beispielsweise einen hydrodynamischen Wandler, eine dem Getriebe
15 vorgeschaltete oder nachgeschaltete reibschlüssige Anfahrkupplung oder dergleichen, verzichtet werden kann.
20

Die vorliegende Erfindung ist generell auf Automatengetriebe anwendbar, welche mit mehreren Schaltelementen und mehreren über die Schaltelemente in einen Leistungsfluß
25 schaltbaren Zahnradern ausgeführt sind. Diese zuschaltbaren bzw. abschaltbaren Zahnräder bzw. Zahnradpaarungen können als Planetenradsatz bzw. Planetenradsätze, als Stirnradstufen oder als Kombination aus wenigstens einem Planetenradsatz und einer Stirnradstufe ausgeführt sein, wobei zur
30 Einstellung einer Übersetzung in dem Getriebe jeweils wenigstens eines der Schaltelemente des Getriebes geschlossen ist.

Insbesondere kann der zweite Planetenradsatz des Planetengetriebes, wie er in Fig. 1 und Fig. 2 dargestellt ist, durch Stirnradstufen ersetzt sein oder Stirnradstufen des Lastschalt-Vorgelegegetriebes durch einen oder mehrere Planetenradsätze ersetzt sein.

5

Die vorliegende Erfindung ist auch nicht auf die in Fig. 1, Fig. 2 und Fig. 4 dargestellte Anordnung der Schaltelemente, der Planetenradsätze sowie der Stirnradstufen beschränkt.

Bezugszeichen

	1	Räderschema
5	2	erster Planetenradsatz
	3	zweiter Planetenradsatz
	4	Tabelle
	5	Getriebeeingangswelle
	6	Hohlrad des ersten Planetenradsatzes
	7	Außenlamellenträger des Schaltelementes E
	8	Sonnenrad des ersten Planetenradsatzes
	9	Planetenträger des ersten Planetenradsatzes
	10	Planetenträger des ersten Planetenradsatzes
	11	Getriebegehäuse
15	12	Außenlamellenträger des Schaltelementes B
	13	Bauelement des Schaltelementes A
	14	Innenlamellenträger des Schaltelementes E
	15	Planetenträger des zweiten Planetenradsatzes
	16	Schaltmuffe des Schaltelementes A
20	17	kleines Sonnenrad des zweiten Planetenträgers
	18	Innenlamellenträger des Schaltelementes B
	19	großes Sonnenrad des zweiten Planetenradsatzes
	20	Innenlamellenträger des Schaltelementes C
	21	Außenlamellenträger des Schaltelements C
25	22	Schaltmuffe des Schaltelementes D
	23	Hohlrad des zweiten Planetenradsatzes
	24	breite Planetenräder des zweiten Planetenrad- satzes
	25	schmale Planetenräder des zweiten Planetenrad- satzes
30	26	Getriebeabtriebswelle
	27	Bauteil des Schaltelementes D
	28 bis 33	Stirnradstufe

34 Vorgelegewelle
A bis E Schaltelemente des Planetengetriebes
F, G, H,
I, K, L, M Schaltelemente des Lastschalt-Vorgelegegetriebes

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Getriebe, insbesondere Automatgetriebe, mit mehreren Schaltelementen (A, B, C, D, E; F, G, H, I, K, L, M) und mehreren über die Schaltelemente in einem Leistungsfluß schaltbaren Zahnrädern (2, 3; 28 bis 33), wobei zur Einstellung einer Übersetzung jeweils wenigstens eines der Schaltelemente (A bis E; F, G, H, I, K, L, M) geschlossen ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Schaltelemente (B, C, E; F, G, H, K), welche bei Hochschaltungen zugeschaltet werden, als reibschlüssige Schaltelemente ausgebildet sind, und die Schaltelemente (A, D; L, M), welche bei Hochschaltungen jeweils nur ein abzuschaltendes Schaltelement darstellen, als formschlüssige Schaltelemente ausgeführt sind.

2. Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens ein Planetenradsatz (2, 3) und/oder mindestens eine Stirnradstufe (28 bis 33) vorgesehen ist.

3. Getriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Hochschaltungen als Lastschaltungen ausführbar sind.

4. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß über ein geschlossenes formschlüssiges Schaltelement (A, D; L, M) in beide Drehrichtungen ein Drehmoment übertragbar ist.

5. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens eines der formschlüssigen Schaltelemente (A bzw. D; L bzw. M) als Klauenkupplung ausgeführt ist.

5

6. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens eines der formschlüssigen Schaltelemente (A bzw. D; L bzw. M) als Synchronisierung ausgeführt ist.

7. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die formschlüssigen Schaltelemente (A bzw. D; L bzw. M) mechanisch oder hydraulisch betätigbar sind.

15

8. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens eines der Schaltelemente (C, D) als Bremse ausgeführt ist.

20

9. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens ein mehrwelliges Umlaufgetriebe (2, 3) vorgesehen ist, an welchem eine Leistungsverzweigung oder eine Leistungssummierung erfolgt, so daß eine definierte Übersetzung einstellbar ist.

25

10. Getriebe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Umlaufgetriebe (3) als ein doppelter Planetenradsatz ausgeführt ist.

30

11. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß Schaltelemente (B, C, E; F, G, H, I, K), welche bei einer Zughochschal-

tung zugeschaltet werden und bei einer Zugrückschaltung abgeschaltet werden, als reibschlüssige Schaltelemente ausgeführt sind.

- 5 12. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens eines der reibschlüssigen Schaltelemente als Anfahrlement vorgesehen ist.

Zusammenfassung

Getriebe, insbesondere Automatgetriebe, mit mehreren
Schaltelementen

5

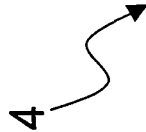
Es wird ein Getriebe, insbesondere ein Automatgetriebe, mit mehreren Schaltelementen (A, B, C, D, E) und mehreren über die Schaltelemente (A bis E) in einen Leistungsfluß schaltbaren Zahnradern (2, 3) beschrieben, bei welchem zur Einstellung einer Übersetzung jeweils wenigstens eines der Schaltelemente (A bis E) geschlossen ist. Die Schaltelemente (B, C, E), welche bei einer Hochschaltung zugeschaltet werden, sind als reibschlüssige Schaltelemente ausgebildet, und die Schaltelemente (A, D), welche bei Hochschaltungen jeweils nur ein abzuschaltendes Schaltelement darstellen, sind als formschlüssige Schaltelemente ausgeführt.

10

15

20

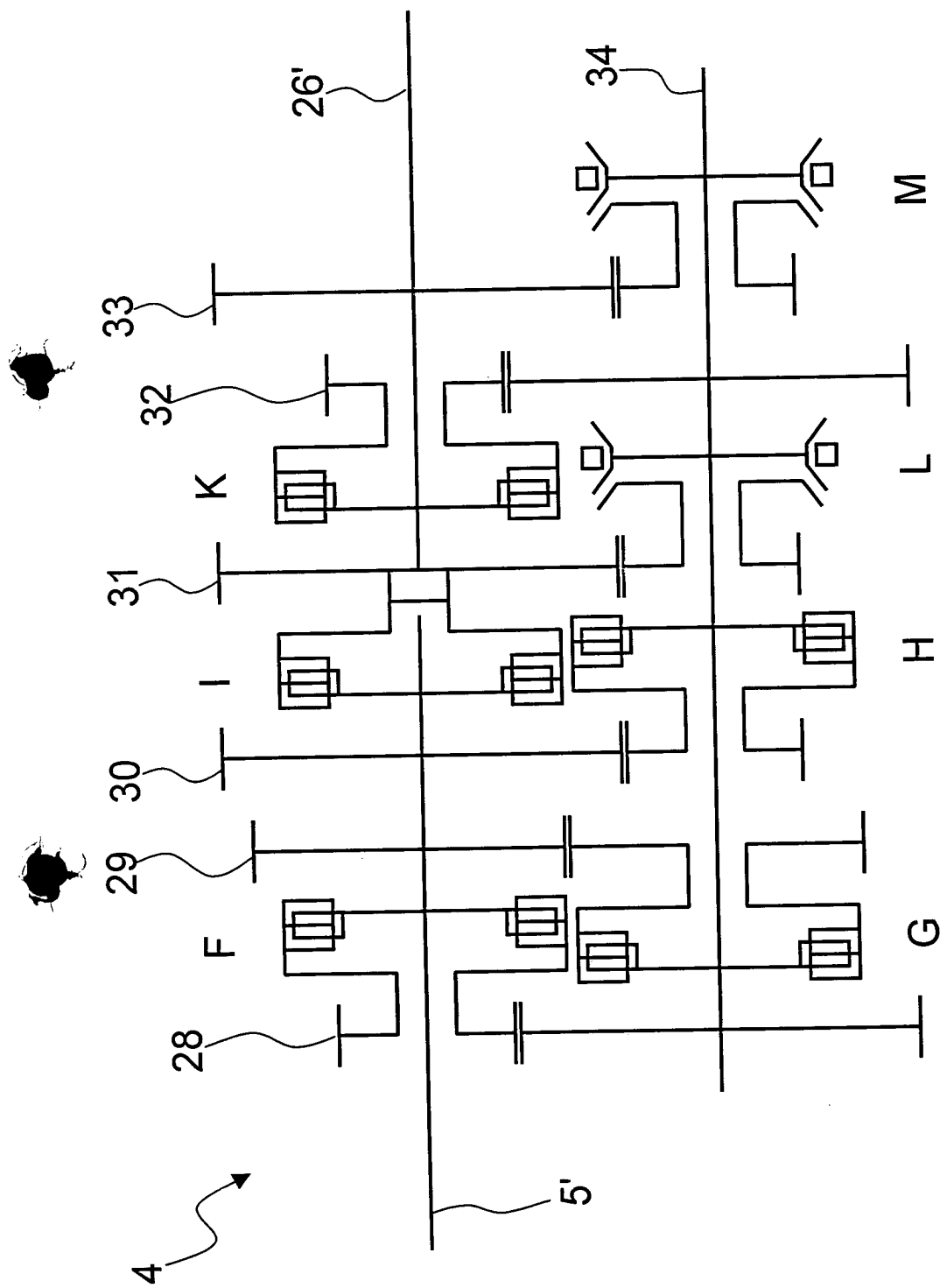
Fig. 2

4 

	A	B	E	C	D	i
1	●				●	4,16
2	●			●		2,37
3	●	●				1,56
4	●		●			1,15
5		●	●			0,86
6			●	●		0,69
R		●			●	-3,45

Fig. 3

Fig. 4



5 / 5

4' →

	F	G	H	I	K	L	M	i
1	●					○		7,39
2		●				○		4,83
3			●			○		3,02
4	●				●			2,01
5		●			●			1,32
6				●	●			1,00
7			●		●			0,82
R1	●						○	-6,93
R2		●					○	-4,53
R3			●				○	-2,83

Fig. 5